

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2022年3月31日(31.03.2022)



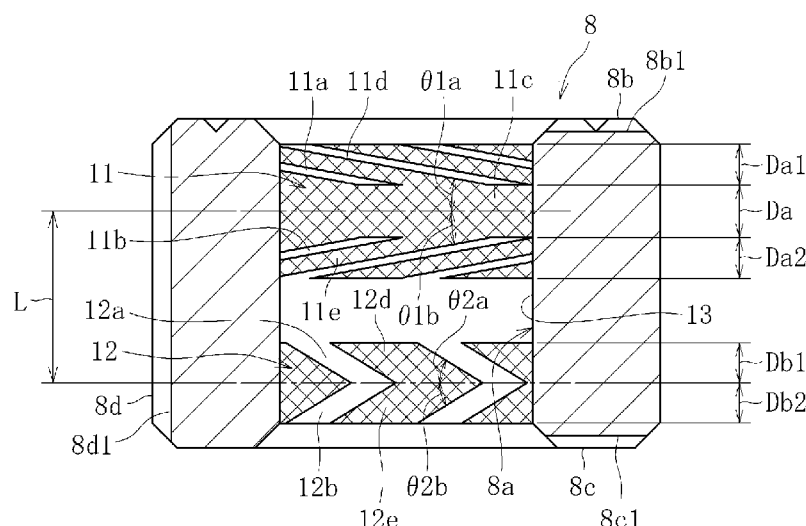
(10) 国際公開番号

WO 2022/064985 A1

- (51) 国際特許分類:
F16C 17/10 (2006.01) *H02K 7/08* (2006.01)
F16C 33/10 (2006.01) *H02K 7/14* (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2021/032148
- (22) 国際出願日: 2021年9月1日(01.09.2021)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2020-162107 2020年9月28日(28.09.2020) JP
- (71) 出願人: N T N株式会社(NTN CORPORATION)
[JP/JP]; 〒5500003 大阪府大阪市西区京町堀
1丁目3番17号 Osaka (JP).
- (72) 発明者: 山郷 正志 (YAMAGOU Masashi);
〒5118678 三重県桑名市大字東方字尾弓田30
6番地 NTN株式会社内 Mie (JP).
- (74) 代理人: 城村 邦彦, 外(SHIROMURA Kunihiko
et al.); 〒5410059 大阪府大阪市中央区博労町4
丁目2番15号 江原特許事務所 Osaka (JP).
- (81) 指定国(表示のない限り、全ての種類の国内保
護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ,
BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH,
CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO,
DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT,
HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, IT, JO, KE, KG, KH,
KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY,
MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ,
NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT,
QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL,
ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG,
US, UZ, VC, VN, WS, ZA, ZM, ZW.
- (84) 指定国(表示のない限り、全ての種類の広域保
護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS,

(54) Title: DYNAMIC PRESSURE BEARING, FLUID DYNAMIC PRESSURE BEARING DEVICE, AND MOTOR

(54) 発明の名称: 動圧軸受、流体動圧軸受装置、及びモータ



(57) Abstract: This dynamic bearing (bearing sleeve 8) comprises a first dynamic pressure generation part 11 and a second dynamic pressure generation part 12 which are provided on an inner peripheral surface 8a to be spaced apart in an axial direction. The dynamic pressure generation parts 11, 12 respectively have a plurality of dynamic pressure grooves 11a, 11b, 12a, 12b which are arranged in herringbone shapes and have different inclination directions. The first dynamic pressure generation part 11 has annular hill sections 11c between the axial directions of the plurality of dynamic pressure grooves 11a, 11b having different inclination directions. The plurality of dynamic pressure grooves 12a, 12b having different inclination directions in the second dynamic pressure generation part 12 are continuous in the axial direction.

MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類：

- 一 国際調査報告（条約第21条(3)）

(57) 要約：動圧軸受（軸受スリーブ8）は、内周面8 aに、軸方向に離間して設けられた第1の動圧発生部1 1及び第2の動圧発生部1 2を備える。各動圧発生部1 1、1 2は、ヘリングボーン形状に配列された傾斜方向の異なる複数の動圧溝1 1 a、1 1 b、1 2 a、1 2 bを有する。第1の動圧発生部1 1は、傾斜方向の異なる複数の動圧溝1 1 a、1 1 bの軸方向間に環状丘部1 1 cを有する。第2の動圧発生部1 2の傾斜方向の異なる複数の動圧溝1 2 a、1 2 bは軸方向で連続している。

明 細 書

発明の名称： 動圧軸受、流体動圧軸受装置、及びモータ

技術分野

[0001] 本発明は、動圧軸受、流体動圧軸受装置、及びモータに関する。

背景技術

[0002] 流体動圧軸受装置は、軸受と軸との相対回転により、これらの間に形成される軸受隙間の潤滑流体の圧力を高め、この圧力で軸を非接触支持するものである。流体動圧軸受装置は、高速回転、高回転精度、低騒音等の特徴を有することから、HDD等の磁気ディスク駆動装置のスピンドルモータ、レーザビームプリンタのポリゴンスキャナモータ、PC等に設けられるファンモータ等のモータ用軸受として広く用いられている。

[0003] 流体動圧軸受装置の軸受の内周面には、軸受隙間の潤滑流体に積極的に圧力を発生させる動圧溝等の動圧発生部が形成されることが多い（以下、内周面に動圧発生部が形成された軸受を「動圧軸受」という）。例えば、下記の特許文献1～4には、動圧軸受に形成される様々な動圧溝仕様が示されている。

[0004] 特許文献1には、軸方向2箇所に設けられたヘリングボーン形状の動圧溝を軸方向に連続した動圧溝仕様が示されている。

[0005] 特許文献2には、軸受面の軸方向一方側にヘリングボーン形状の動圧溝を形成し、軸受面の軸方向他方側に円筒形状もしくはスパイラル形状の動圧溝を形成した動圧溝仕様が示されている。

[0006] 特許文献3には、軸受面の摩耗量を低減するために、丘部の周方向幅と溝部の周方向幅との比を規定した動圧溝仕様が示されている。

[0007] 特許文献4には、中心線を基準に上側と下側とで動圧溝の幅を異ならせた動圧溝仕様が示されている。

先行技術文献

特許文献

[0008] 特許文献1：特開2015-64019号公報

特許文献2：特開2007-192316号公報

特許文献3：特開2007-255457号公報

特許文献4：特開2015-143576号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0009] 市場のトレンドとして、ノートパソコン等の情報機器は薄型化の要求が強いため、これらに設けられる冷却用のファンモータに対しても薄型化が要求されている。一方、最近では、第5世代移動通信システム（5G）に対応するために情報機器の高機能化が進み、今まで以上に回路からの発熱量が増加する傾向にあるため、ファンモータの冷却性能に対する要求もより一層高まっている。従って、ファンモータの回転軸を動圧軸受で支持する場合、情報機器の薄型化に伴って動圧軸受の軸方向寸法は縮小されるが、冷却性能を向上させるためにインペラのサイズは大きくなるため、動圧軸受に加わるモーメント荷重は大きくなる。このように、動圧軸受を軸方向でコンパクト化しながら、モーメント荷重に対する軸受剛性（モーメント剛性）を高めて軸の振れ回りを抑制するためには、上記特許文献1～4に示されているような動圧溝仕様では対応できないことがある。

[0010] 以上のような事情から、本発明は、動圧軸受の軸方向寸法を拡大することなく、モーメント荷重に対する軸受剛性を高めて軸の触れ回りを抑制することにある。

課題を解決するための手段

[0011] 図9に、従来の動圧軸受100を示す。動圧軸受100の内周面101には、軸方向に離間して設けられた第1の動圧発生部102及び第2の動圧発生部103が設けられる。各動圧発生部102、103は、ヘリングボーン形状に配列された傾斜方向の異なる複数の動圧溝104を有する。

[0012] このような動圧軸受100のモーメント剛性を高めるためには、例えば、軸受スパンL、すなわち、両動圧発生部102、103の最大圧力部（図示

例では、各動圧発生部 102、103 の軸方向中央部) 間の軸方向距離を大きくすることが考えられる。しかし、動圧発生部 102、103 の形状を変更せずに軸受スパン L を大きくすると、動圧軸受 100 の軸方向寸法が拡大してしまう。

[0013] 例えば図 10 に示すように、動圧発生部 102、103 の環状丘部 105 の軸方向幅 D_a 、 D_b を大きくすれば、高圧力の領域が拡大されてモーメント剛性の向上が期待できる（図 10 では、図 9 の動圧溝形状を点線で示している）。しかし、環状丘部 105 の軸方向幅 D_a 、 D_b を拡大すると、その分、動圧溝 104 の軸方向幅 D_{a1} 、 D_{a2} 、 D_{b1} 、 D_{b2} が縮小され、各動圧溝 104 の長さが短くなる。このため、動圧溝 104 により環状丘部 105 側に集められる流体量が減少し、軸受剛性の低下を招く。

[0014] また、図 11 に示すように、動圧溝 104 の軸方向幅 D_{a1} 、 D_{a2} 、 D_{b1} 、 D_{b2} を維持しながら、環状丘部 105 の軸方向幅 D_a 、 D_b を拡大すると、軸受スパン L が小さくなり、モーメント剛性の低下を招く（図 11 では、図 9 の動圧溝形状を点線で示し、この動圧溝の軸受スパンを (L) で示している）。

[0015] そこで、本発明者は、モーメント荷重が加わったときの軸の振れ回り量が軸方向位置によって異なる点に着目し、動圧発生部により発生される流体動圧（軸受剛性）を軸方向位置によって異ならせるという着想に至った。この着想に基づいて、本発明は、内周面に、軸方向に離間して設けられた第 1 の動圧発生部及び第 2 の動圧発生部を備えた動圧軸受であって、各動圧発生部は、ヘリングボーン形状に配列された傾斜方向の異なる複数の動圧溝を有し、第 1 の動圧発生部は、傾斜方向の異なる複数の動圧溝の軸方向間に環状丘部を有し、第 2 の動圧発生部の傾斜方向の異なる複数の動圧溝が軸方向で連続した動圧軸受を提供する。

[0016] この動圧軸受では、環状丘部を有する第 1 の動圧発生部の軸受剛性が、環状丘部を有しない（すなわち、傾斜方向の異なる複数の動圧溝が軸方向で連続した）第 2 の動圧発生部の軸受剛性よりも高くなる。このように、第 2 の

動圧発生部に環状丘部を設けないことで、その分、第1の動圧発生部の環状丘部の軸方向幅を拡大することができる。これにより、動圧軸受の軸方向寸法の拡大や軸受スパンの縮小を招くことなく、第1の動圧発生部の軸受剛性を高めることができる。軸の触れ回りが大きくなることが予想される軸方向位置に、軸受剛性の高い第1の動圧発生部が配されるように動圧軸受を配置することで、モーメント荷重が加わったときの軸の振れ回りを効率的に抑制することができる。

[0017] 上記の動圧軸受は、第1の動圧発生部の動圧溝の周方向に対する傾斜角度を、第2の動圧発生部の前記動圧溝の周方向に対する傾斜角度よりも小さくすることが好ましい。これにより、各動圧発生部の軸受剛性を最大化することができる。

[0018] 上記の動圧軸受と、動圧軸受の内周に挿入された軸部材と、動圧軸受の内周面と軸部材の外周面との間に形成されるラジアル軸受隙間の潤滑流体の動圧作用で軸部材の相对回転を支持するラジアル軸受部とを備えた流体動圧軸受装置は、軸方向寸法を拡大することなく、モーメント荷重が加わったときの軸の振れ回りを効率的に抑制することができる。

[0019] 上記の流体動圧軸受装置は、軸部材又は動圧軸受と一体に回転するロータと、ロータを回転駆動する駆動部とを備えたモータ（例えば、ロータがインペラを有するファンモータ）に組み込むことができる。このようなモータでは、通常、ロータを含む回転側全体の重心の軸方向位置で、軸部材の振れ回り量が最大となる。従って、軸受剛性の高い第1の動圧発生部を、第2の動圧発生部よりも、ロータを含む回転側全体の重心に近接した軸方向位置に配置することで、モーメント荷重が加わったときの軸部材の振れ回りを効率的に抑制することができる。

発明の効果

[0020] 以上のように、本発明の動圧軸受によれば、軸方向寸法を拡大することなく、モーメント荷重に対する軸受剛性を高めて軸の触れ回りを抑制することができる。

図面の簡単な説明

[0021] [図1]ファンモータの断面図である。

[図2]上記スピンドルモータに組み込まれた流体動圧軸受装置の断面図である。

[図3]上記流体動圧軸受装置に組み込まれた、本発明の一実施形態に係る動圧軸受（軸受スリーブ）の断面図である。

[図4]他の実施形態に係る流体動圧軸受装置の断面図である。

[図5]HDDのスピンドルモータの断面図である。

[図6]軸の振れ回り量のシミュレーション結果を示すグラフである。

[図7]軸の振れ回り量のシミュレーション結果を示すグラフである。

[図8]軸の振れ回り量のシミュレーション結果を示すグラフである。

[図9]従来の動圧軸受の断面図である。

[図10]図9の動圧軸受の変形例の断面図である。

[図11]図9の動圧軸受の他の変形例の断面図である。

発明を実施するための形態

[0022] 以下、本発明の実施の形態を図面に基づいて説明する。

[0023] 図1に示すモータは、情報機器、特に、ノートパソコン等のモバイル型の情報機器に組み込まれる冷却用のファンモータである。このファンモータは、流体動圧軸受装置1と、流体動圧軸受装置1の軸部材2に装着されたロータ3と、半径方向のギャップを介して対向させたステータコイル6aおよびロータマグネット6bからなる駆動部と、これらを収容するケーシング5とを備える。ステータコイル6aは、流体動圧軸受装置1の外周に取付けられ、ロータマグネット6bはロータ3の内周に取付けられる。ステータコイル6aに通電することにより、ロータ3及び軸部材2が一体に回転し、ロータ3に設けられたインペラ4により気流が発生する。

[0024] 流体動圧軸受装置1は、図2に示すように、軸部材2と、ハウジング7と、本発明の一実施形態に係る動圧軸受としての軸受スリーブ8と、シール部9と、スラスト受け10とを備える。尚、以下では、説明の便宜上、軸方向

(図2の上下方向)でハウジング7の開口側を上側、ハウジング7の底部7b側を下側と言うが、これはモータの使用態様を限定する趣旨ではない。

[0025] 軸部材2は、ステンレス鋼等の金属材料で円柱状に形成される。軸部材2は、円筒面状の外周面2aと、下端に設けられた球面状の凸部2bとを有する。

[0026] ハウジング7は、略円筒状の側部7aと、側部7aの下方の開口部を閉塞する底部7bとを有する。図示例では、側部7aと底部7bとが樹脂で一体に射出成形される。側部7aの外周面7a2には、ケーシング5及びステータコイル6aが固定される。側部7aの内周面7a1には、軸受スリーブ8が固定される。底部7bの上側端面7b1の外径端には、内径部よりも上方に位置する肩面7b2が設けられ、この肩面7b2に軸受スリーブ8の下側端面8cが当接する。底部7bの上側端面7b1の中央部には、樹脂製のラスト受け10が配される。

[0027] 軸受スリーブ8は、円筒状を成し、ハウジング7の側部7aの内周面7a1に、隙間接着、圧入、圧入接着（接着剤介在下の圧入）等の適宜の手段で固定される。本実施形態では、軸受スリーブ8の内径は直径3mm以下、外径は直径6mm以下、軸方向寸法は6mm以下とされる。軸受スリーブ8は、例えば金属、具体的には焼結金属、特に銅及び鉄を主成分として含む銅鉄系焼結金属からなる。

[0028] 図3に示すように、ラジアル軸受面となる軸受スリーブ8の内周面8aには、第1の動圧発生部11と第2の動圧発生部12とが軸方向に離間して設けられる。各動圧発生部11、12は、ヘリングボーン形状に配列された複数の動圧溝11a、11b、12a、12bを有する。各動圧発生部11、12の上側の動圧溝11a、12aは、下側の動圧溝11b、12bと傾斜方向が異なる。図示例では、上側の動圧溝11a、12aは、軸方向一方（図中上方）に行くにつれて軸部材2の回転方向と反対側（図中左側）に変位する方向に傾斜し、下側の動圧溝11b、12bは、軸方向他方（図中下方）に行くにつれて軸部材2の回転方向と反対側（図中左側）に変位する方向

に傾斜している。動圧溝 11a、11b、12a、12b の底面は同一円筒面上に設けられる。第1の動圧発生部11の下側の動圧溝11bの底面、及び、第2の動圧発生部12の上側の動圧溝12aの底面は、両動圧発生部11、12の軸方向間に設けられた円筒面13と連続している。

[0029] 図示例では、第1の動圧発生部11の動圧溝11a、11bの周方向に対する傾斜角度 $\theta 1a$ 、 $\theta 1b$ は等しく、動圧溝11a、11bの軸方向幅 $D a 1$ 、 $D a 2$ は等しい。第2の動圧発生部12の動圧溝12a、12bの周方向に対する傾斜角度 $\theta 2a$ 、 $\theta 2b$ は等しく、動圧溝12a、12bの軸方向幅 $D b 1$ 、 $D b 2$ は等しい。すなわち、第1の動圧発生部11及び第2の動圧発生部12は、それぞれ軸方向で対称な形状を有する。第1の動圧発生部11の動圧溝11a、11bの傾斜角度 $\theta 1a$ 、 $\theta 1b$ は、第2の動圧発生部12の動圧溝12a、12bの傾斜角度 $\theta 2a$ 、 $\theta 2b$ よりも小さい。第1の動圧発生部11の動圧溝11a、11bの軸方向幅 $D a 1$ 、 $D a 2$ と第2の動圧発生部12の動圧溝12a、12bの軸方向幅 $D b 1$ 、 $D b 2$ は等しい。動圧溝11a、11b、12a、12bは、それぞれ周方向等間隔に配される。動圧溝11a、11b、12a、12bの本数は等しく、図示例ではそれぞれ6本ずつ設けられる。尚、動圧発生部11、12の一方又は双方を、軸方向で非対称な形状としてもよい。この場合、軸方向非対称形状の動圧発生部により、ラジアル軸受隙間の潤滑流体が軸方向に押し込まれ、ハウジング7の内部で潤滑流体が強制的に循環される。

[0030] 第1の動圧発生部11は、上側の動圧溝11aと下側の動圧溝11bとの軸方向間に、環状丘部11cを有する。第1の動圧発生部11は、上側の動圧溝11aの周方向間、及び、下側の動圧溝11bの周方向間に、それぞれ傾斜丘部11d、11eを有する。環状丘部11c及び傾斜丘部11d、11e（図3のクロスハッチング領域）は、動圧溝11a、11bの底面から内径側に盛り上がっている。環状丘部11c及び傾斜丘部11d、11eの内径面は、同一円筒面上に設けられる。環状丘部11c及び全ての傾斜丘部11d、11eは連続して設けられる。

[0031] 第2の動圧発生部12は、上側の動圧溝12aと下側の動圧溝12bとの軸方向間に環状丘部は設けられず、動圧溝12a、12bが軸方向で連続している。第2の動圧発生部12は、上側の動圧溝12aの周方向間、及び、下側の動圧溝12bの周方向間に、それぞれ傾斜丘部12d、12eを有する。傾斜丘部12d、12e（図3のクロスハッチング領域）は、動圧溝12a、12bの底面から内径側に盛り上がっている。傾斜丘部12d、12eの内径面は、同一円筒面上に設けられる。各傾斜丘部12dと各傾斜丘部12eとは連続して設けられ、傾斜丘部12d、12e一個ずつで形成される略V字形状の丘部が、周方向に離間して配される。

[0032] 上記のように、軸受スリーブ8は、第2の動圧発生部12が環状丘部を有しないため、その分だけ、第1の動圧発生部11の環状丘部11cの軸方向幅Daを拡大することができる。例えば、環状丘部11cの軸方向幅Daを、動圧溝11a、11bの軸方向幅Da1、Da2よりも大きくすることができる。この場合、各動圧発生部に環状丘部を設けた動圧軸受（図9参照）と比べて、軸受スリーブ8の軸方向寸法が拡大したり、軸受スペンLや動圧溝11a、11b、12a、12bの軸方向寸法が縮小したりすることがない。

[0033] 軸受スリーブ8の上側端面8bには、半径方向溝8b1が形成される。軸受スリーブ8の下側端面8cには、半径方向溝8c1が形成される。軸受スリーブ8の外周面8dには、軸方向溝8d1が形成される。半径方向溝8b1、8c1、及び軸方向溝8d1の数は任意であり、例えばそれぞれ円周方向等間隔の3箇所形成される。

[0034] シール部9は、樹脂あるいは金属で環状に形成され、ハウジング7の側部7aの内周面7a1の上端部に固定される（図2参照）。シール部9は、軸受スリーブ8の上側端面8bと当接している。シール部9の内周面9aは、軸部材2の外周面2aと半径方向で対向し、これらの間に半径方向隙間が形成される。

[0035] 上記の流体動圧軸受装置1は、以下のような手順で組み立てられる。まず

、ハウジング7の底部7bの上側端面7b1にスラスト受け10を固定する。そして、ハウジング7の側部7aの内周に、予め内部気孔に潤滑油を含浸させた軸受スリーブ8を挿入し、軸受スリーブ8の下側端面8cを底部7bの肩面7b2に当接させる。その後、シール部9をハウジング7の側部7aの内周面7a1の上端に固定する。

[0036] その後、軸受スリーブ8の内周に軸部材2を挿入する。このとき、ハウジング7の底部7bと軸部材2の下端（凸部2b）との間の空気が、軸受スリーブ8の下側端面8cの半径方向溝8c1、外周面8dの軸方向溝8d1、及び上側端面8bの半径方向溝8b1を介して外部に排出されるため、軸部材2をスムーズに挿入することができる。その後、ハウジング7内の空間に潤滑油を注入する。潤滑油は、少なくとも、軸受スリーブ8の内周面8aと軸部材2の外周面2aとの間の隙間（ラジアル軸受隙間）、及び、軸受スリーブ8の下側端面8cとハウジング7の底部7bの上側端面7b1との間の空間Pに満たされる。本実施形態の流体動圧軸受装置1は、潤滑油の量が、ハウジング7内の全空間の容積よりも少ない、いわゆるパーシャルフィル型の流体動圧軸受装置である。以上により、流体動圧軸受装置1の組立が完了する。

[0037] 流体動圧軸受装置1を図1に示すモータに組み込んだ状態では、ロータ3及び軸部材2を含む回転側全体の重心Gが図2に示す位置に設けられる。軸受スリーブ8の動圧発生部11、12のうち、環状丘部11cを有する第1の動圧発生部11が、環状丘部を有しない第2の動圧発生部12よりも、重心Gに近接した軸方向位置に設けられる。図示例では、回転側の重心Gが、軸受スリーブ8の軸方向中央よりも上方に設けられるため、軸受スリーブ8は、第1の動圧発生部11が上側、第2の動圧発生部12が下側に配される向きで流体動圧軸受装置1に組み込まれる。

[0038] 上記構成の流体動圧軸受装置1において、軸部材2が回転すると、軸受スリーブ8の内周面8aと軸部材2の外周面2aとの間にラジアル軸受隙間が形成される。そして、軸受スリーブ8の内周面8aに形成された動圧発生部

11、12が、ラジアル軸受隙間の潤滑油に動圧作用を発生させる。詳しくは、ラジアル軸受隙間の潤滑油が、動圧溝11a、11b、12a、12bに沿って各動圧発生部11、12の軸方向中央側に集められ、この部分の流体圧が高められる。これにより、軸部材2をラジアル方向に非接触支持するラジアル軸受部R1、R2が構成される。また、軸部材2の下端の凸部2bとスラスト受け10とが接触摺動することで、軸部材2をスラスト方向に支持するスラスト軸受部Tが構成される。

[0039] 第1の動圧発生部11は環状丘部11cを有するため、環状丘部を有しない場合と比べて発生させる油圧（すなわち、軸受剛性）が高い。また、第2の動圧発生部12に環状丘部を設けない分、第1の動圧発生部11の環状丘部11cの軸方向幅Dを拡大できるため、第1の動圧発生部11による軸受剛性がさらに高められる。

[0040] 図2に示すように、ロータ3を含む回転側全体の重心Gが、軸受スリーブ8の軸方向中央よりも上側に配されているため、軸部材2の振れ回り量は上側の方が大きくなる傾向がある。軸受スリーブ8は、環状丘部11cを有する第1の動圧発生部11が上側に配され、環状丘部を有しない第2の動圧発生部12が下側に配されるように、モータに組み込まれている。これにより、振れ回り量の大きい軸部材2の上方部分が、軸受剛性が相対的に高い第1の動圧発生部11によるラジアル軸受部R1で支持される。一方、振れ回り量が相対的に小さい軸部材2の下方部分が、軸受剛性が相対的に低い第2の動圧発生部12によるラジアル軸受部R2で支持される。以上のように、第2の動圧発生部12による軸受剛性を多少犠牲にして、第1の動圧発生部11の軸受剛性を高め、この第1の動圧発生部11で、軸部材2のうち、重心Gに近い軸方向位置を支持するようにすることで、モーメント荷重による軸部材2の振れ回りを効率的に抑制することができる。

[0041] 環状丘部11cを有する第1の動圧発生部11は、動圧溝11a、11bの周方向に対する傾斜角度 $\theta 1a$ 、 $\theta 1b$ をなるべく小さくすることで、発生させる油圧、すなわち軸受剛性を高めることができる。一方、環状丘部を

有しない第2の動圧発生部12は、動圧溝12a、12bの周方向に対する傾斜角度 $\theta 2a$ 、 $\theta 2b$ を小さくしすぎると、発生させる油圧、すなわち軸受剛性が低くなる。従って、第1の動圧発生部11の動圧溝11a、11bの周方向に対する傾斜角度 $\theta 1a$ 、 $\theta 1b$ を、第2の動圧発生部12の動圧溝12a、12bの周方向に対する傾斜角度 $\theta 2a$ 、 $\theta 2b$ よりも小さくすることが好ましい。例えば、第1の動圧発生部11の動圧溝11a、11bの傾斜角度 $\theta 1a$ 、 $\theta 1b$ を 30° 未満、第2の動圧発生部12の動圧溝12a、12bの傾斜角度 $\theta 2a$ 、 $\theta 2b$ を 30° 以上とする。これにより、各動圧発生部11、12で発生させる油圧を最大化することができる。尚、軸受剛性が十分であれば、第1の動圧発生部11の動圧溝11a、11bの傾斜角度 $\theta 1a$ 、 $\theta 1b$ を、第2の動圧発生部12の動圧溝12a、12bの傾斜角度 $\theta 2a$ 、 $\theta 2b$ よりも大きくしたり、あるいはこれらを等しくしたりしてもよい。

[0042] 本発明の上記の実施形態に限られない。以下、本発明の他の実施形態を説明するが、上記の実施形態と同様の点については重複説明を省略する。

[0043] 流体動圧軸受装置1は、フルフィル型であってもよい。例えば図4に示す実施形態では、シール部9の内周面9aに、上方に行くにつれて拡径したテーパ面が設けられる。シール部9のテーパ面と軸部材2の外周面との間に、下方に向けて半径方向幅が狭くなる断面楔形のシール空間Sが形成される。このシール空間S内に油面が保持される。ハウジング7内の全空間（シール空間Sよりも内部側の空間）は、潤滑油で満たされている。

[0044] 流体動圧軸受装置1は、スラスト軸受隙間の流体圧で軸部材2をスラスト方向に支持するスラスト軸受部を有してもよい。例えば図4に示す実施形態では、軸部材2の下端にフランジ部2bが設けられる。軸受スリーブ8の下側端面8cには、半径方向溝は形成されず、動圧溝が形成される。ハウジング7の底部7bの上側端面7b1には、動圧溝が形成される。図示例では、ハウジング7の側部7aと底部7bとが別部品で形成され、ハウジング7の側部7aとシール部9とが一部品で形成される。軸部材2が回転すると、軸

部材 2 のフランジ部 2 b の上側端面 2 b 1 と軸受スリーブ 8 の下側端面 8 c との間、及び、軸部材 2 のフランジ部 2 b の下側端面 2 b 2 とハウジング 7 の底部 7 b の上側端面 7 b 1 との間に、それぞれスラスト軸受隙間が形成される。そして、軸受スリーブ 8 の下側端面 8 c 及びハウジング 7 の底部 7 b の上側端面 7 b 1 に形成された動圧溝により、スラスト軸受隙間の潤滑流体の圧力が高められ、これにより軸部材 2 を両スラスト方向に支持するスラスト軸受部 T 1、T 2 が構成される。

[0045] 流体動圧軸受装置 1 は、ファンモータに限らず、他のモータ（例えば、ディスク駆動装置のスピンドルモータ、ポリゴンスキャナモータ等）に組み込んでよい。例えば、図 5 に示すスピンドルモータは、HDD のディスク駆動装置に用いられるもので、流体動圧軸受装置 1 と、軸部材 2 に装着されたロータ 3（ディスクハブ）と、ステータコイル 6 a およびロータマグネット 6 b とを備えている。ロータ 3 には、磁気ディスク等のディスク D が所定枚数（図示例では 2 枚）保持される。ステータコイル 6 a に通電すると、軸部材 2、ロータ 3、及びディスク D が一体となって回転する。

[0046] 以上の実施形態では、動圧軸受を固定側、軸部材を回転側とした軸回転タイプの流体動圧軸受装置を示したが、軸部材を固定側、動圧軸受を回転側とした軸固定タイプの流体動圧軸受装置に本発明の動圧軸受を適用してもよい。

実施例 1

[0047] 本発明の効果を確認するために、以下のシミュレーションを行った。

[0048] 図 3 に示す形状の動圧溝を有する動圧軸受モデル（実施例 1）と、図 9 に示す形状の動圧溝を有する動圧軸受モデル（比較例）とを作成した。実施例 1 及び比較例の動圧溝仕様を下記の表 1 に示す。

[0049]

[表1]

項目		実施例1	比較例
溝仕様	溝本数	6本	6本
	溝深さ	3.0 μ m	3.0 μ m
	溝角度	Da	10deg
		Db	30deg
	丘溝比	1	1
	溝幅	Da1	0.3mm
		Da	0.4mm
		Da2	0.3mm
		Db1	0.3mm
		Db	0mm
		Db2	0.3mm
	軸受スパン	1.3mm	1.3mm

[0050] 軸部材モデルは、ロータを含む回転側全体の自重及び重心位置を加味して作成した。そして、動圧軸受モデルの内周に軸部材モデルを挿入し、軸方向を水平にした状態で、下記の計算条件で軸部材モデルを回転させたときの振れ回り量を計算した。尚、振れ回り量とは、停止時の軸部材モデルの軸心に対する、回転時の軸部材モデルの軸心の、軸方向と直交する方向の最大変位量（ずれ量）である。

・ラジアル軸受隙間：5 μ m

・回転速度：4 9 0 0 r p m

・潤滑油：4 0℃動粘度＝4 2 . 6 m m² / s、1 0 0℃動粘度＝7 . 3 2 m m² / s

[0051] 図6に示すように、実施例1と比較例とを比較すると、環境温度が2 0℃では軸の振れ回り量に大きな差は見られないが、高温になるに従って本発明品の方が比較例よりも軸の振れ回り量が低下していることがわかる（これは、高温になるほど、潤滑油の粘度が下がり軸受剛性が低下するためと考えられる）。特に、比較例の1 0 0℃でのラジアル軸受部R 1（第1の動圧発生部1 1）における軸の振れ回り量は、ラジアル軸受隙間5 μ mに対して4 . 7 μ mであった。この場合、軸の外形や軸受の内径の真円度を考慮すると、

軸と軸受とが接触するため、実際には使用することができない可能性が高い。これに対し、本発明品の 100°C でのラジアル軸受部R1（第1の動圧発生部11）における軸の振れ回り量は、ラジアル軸受隙間 $5\mu\text{m}$ に対して $2.8\mu\text{m}$ であったため、実施に使用可能である。このように、潤滑油の粘度が比較的高い常温付近では、実施例1と比較例とで軸の振れ回り量に大きな差は見られないが、実施例1の動圧溝仕様にするすることで、高温時の振れ回りが抑制でき、動圧軸受の軸方向寸法を大きくすることなく、より厳しい環境下でも使用可能となる。

[0052] 次に、環状丘部を有する第1の動圧発生部11の動圧溝11a、11bの周方向に対する傾斜角度 $\theta 1$ （ $=\theta 1a=\theta 1b$ ）が異なる複数種の動圧軸受モデル（実施例2～6）を作成し、上記と同様のシミュレーションを行った。実施例2～6の動圧溝仕様を下記の表2に示す。

[0053] [表2]

項目			実施例2	実施例3	実施例4	実施例5	実施例6
溝仕様	溝本数		6本	←	←	←	←
	溝深さ		$3.0\mu\text{m}$	←	←	←	←
	溝角度	Da	10deg	20deg	30deg	40deg	50deg
		Db	20deg	←	←	←	←
	丘溝比		1	←	←	←	←
	溝幅	Da1	0.3mm	←	←	←	←
		Da	0.4mm	←	←	←	←
		Da2	0.3mm	←	←	←	←
		Db1	0.3mm	←	←	←	←
		Db	0mm	←	←	←	←
		Db2	0.3mm	←	←	←	←
	軸受スパン		1.3mm	←	←	←	←

[0054] 図7に示すように、第1の動圧発生部11の動圧溝11a、11bの傾斜角度 $\theta 1$ が小さいほど、軸の振れ回り量が小さくなった。この結果から、第1の動圧発生部の動圧溝の周方向に対する傾斜角度は、なるべく小さい方が好ましく、例えば、 30° 未満、望ましくは 20° 以下とすることが好ましい。一方、第1の動圧発生部の動圧溝の傾斜角度が小さすぎると、加工性に

問題が生じる恐れがあるため、 1° 以上、望ましくは 5° 以上とすることが好ましい。

[0055] 次に、環状丘部を有しない第2の動圧発生部12の動圧溝12a、12bの周方向に対する傾斜角度 $\theta 2$ ($=\theta 2a=\theta 2b$)を異ならせた動圧軸受モデル(実施例7~11)を作成し、上記と同様のシミュレーションを行った。実施例7~11の動圧溝仕様を下記の表3に示す。

[0056] [表3]

項目		実施例7	実施例8	実施例9	実施例10	実施例11
溝仕様	溝本数	6本	←	←	←	←
	溝深さ	$3.0\mu\text{m}$	←	←	←	←
	溝角度	Da	20deg	←	←	←
		Db	10deg	20deg	30deg	40deg
	丘溝比	1	←	←	←	←
	溝幅	Da1	0.3mm	←	←	←
		Da	0.4mm	←	←	←
		Da2	0.3mm	←	←	←
		Db1	0.3mm	←	←	←
		Db	0mm	←	←	←
		Db2	0.3mm	←	←	←
	軸受スパン	1.3mm	←	←	←	←

[0057] 図8に示すように、第2の動圧発生部の動圧溝の傾斜角度が 30° のときに軸の振れ回り量が最小となり、 30° から離れるほど軸の振れ回り量が大きくなった。特に、第2の動圧発生部の動圧溝の傾斜角度を 30° よりも小さくすると、 30° よりも大きくする場合と比べて、軸の振れ回り量の増大が顕著であった。この結果から、第1の動圧発生部の動圧溝の周方向に対する傾斜角度は、 20° 以上、望ましくは 30° 以上とすることが好ましい。また、第2の動圧発生部の動圧溝の周方向に対する傾斜角度は、軸の振れ回り量を抑えるために、 50° 以下、望ましくは 40° 以下とすることが好ましい。

符号の説明

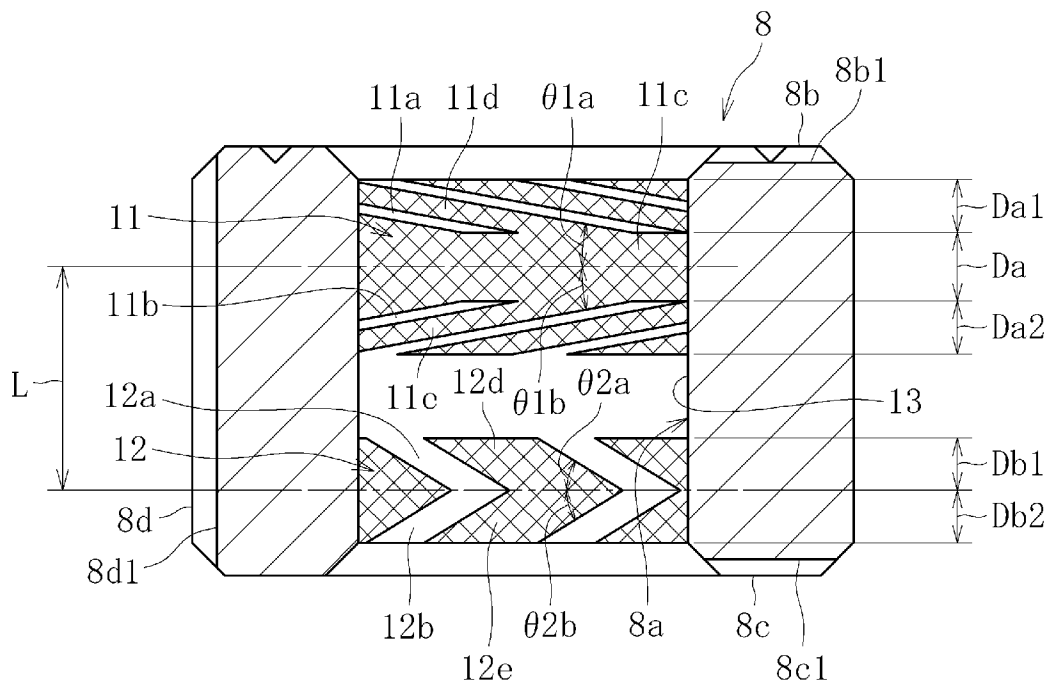
[0058] 1 流体動圧軸受装置

- 2 軸部材
- 3 ロータ
- 4 インペラ
- 7 ハウジング
- 8 軸受スリーブ（動圧軸受）
- 9 シール部
- 1 1 第 1 の動圧発生部
 - 1 1 a、1 1 b 動圧溝
 - 1 1 c 環状丘部
 - 1 1 d 傾斜丘部
- 1 2 第 2 の動圧発生部
 - 1 2 a、1 2 b 動圧溝
 - 1 2 d 傾斜丘部
- 1 3 円筒面
- G 回転側全体の重心
- L 軸受スパン
- R 1、R 2 ラジアル軸受部
- T スラスト軸受部

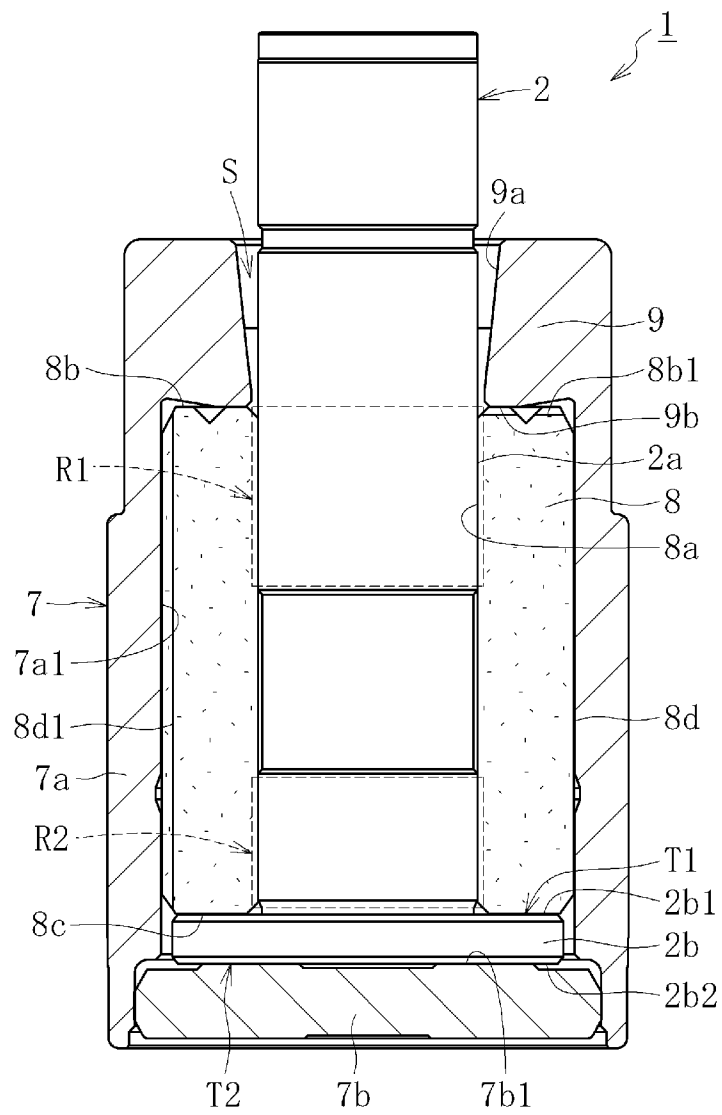
請求の範囲

- [請求項1] 内周面に、軸方向に離間して設けられた第1の動圧発生部及び第2の動圧発生部を備えた動圧軸受であって、
- 各動圧発生部は、ヘリングボーン形状に配列された傾斜方向の異なる複数の動圧溝を有し、
- 第1の動圧発生部は、傾斜方向の異なる複数の動圧溝の軸方向間に環状丘部を有し、
- 第2の動圧発生部の傾斜方向の異なる複数の動圧溝が軸方向で連続した動圧軸受。
- [請求項2] 前記第1の動圧発生部の前記動圧溝の周方向に対する傾斜角度が、前記第2の動圧発生部の前記動圧溝の周方向に対する傾斜角度よりも小さい請求項1に記載の動圧軸受。
- [請求項3] 請求項1又は2に記載の動圧軸受と、前記動圧軸受の内周に挿入された軸部材と、前記動圧軸受の内周面と前記軸部材の外周面との間に形成されるラジアル軸受隙間の潤滑流体の動圧作用で前記軸部材の相對回転を支持するラジアル軸受部とを備えた流体動圧軸受装置。
- [請求項4] 請求項3記載の流体動圧軸受装置と、前記軸部材又は前記動圧軸受と一体に回転するロータと、前記ロータを回転駆動する駆動部とを備えたモータ。
- [請求項5] 前記第1の動圧発生部を、前記第2の動圧発生部よりも、前記ロータを含む回転側全体の重心に近接した軸方向位置に配置した請求項4に記載のモータ。
- [請求項6] 前記ロータがインペラを有する請求項4又は5に記載のモータ。

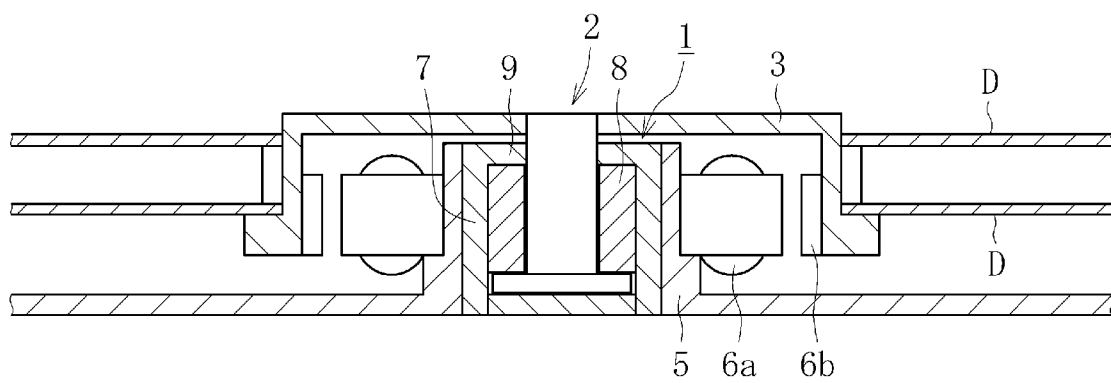
[図3]



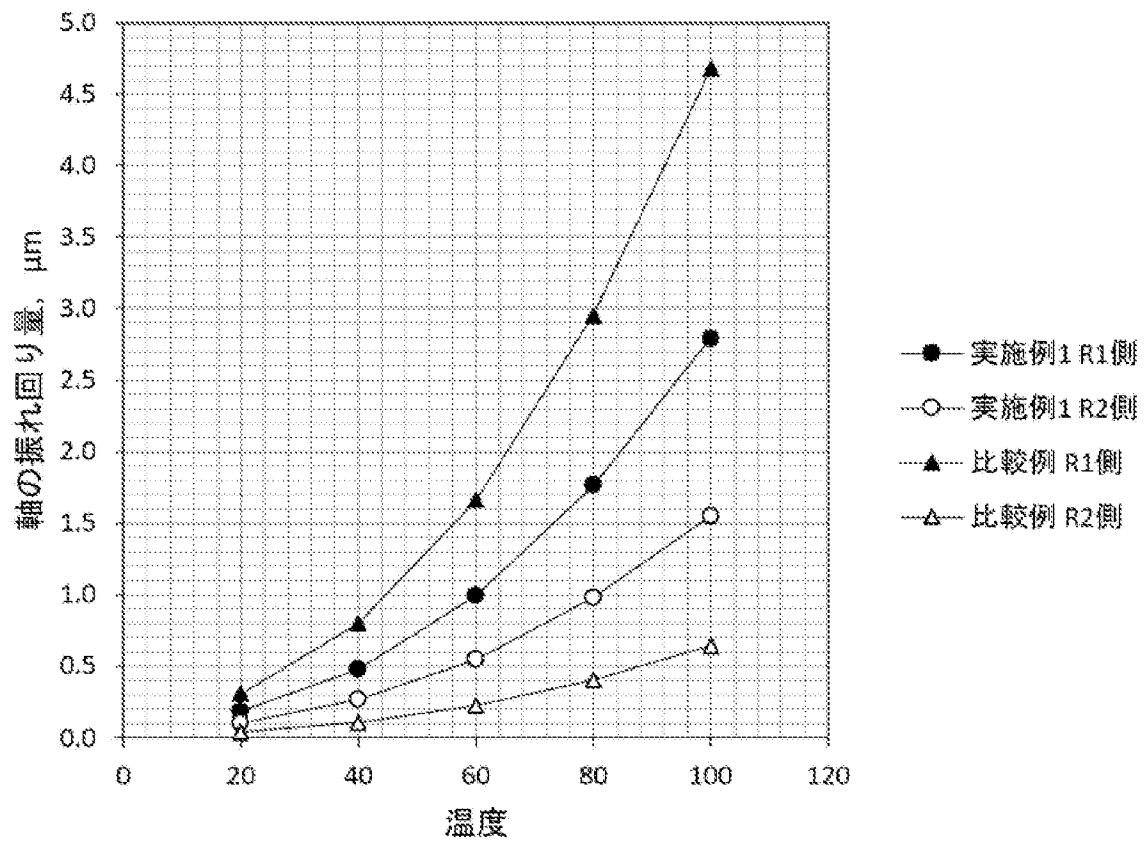
[図4]



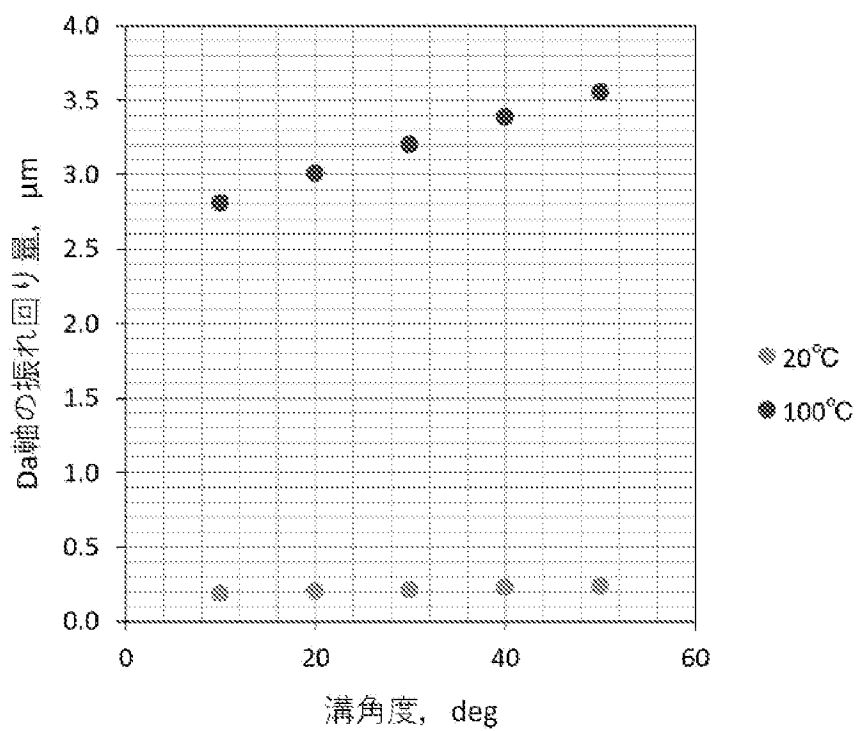
[図5]



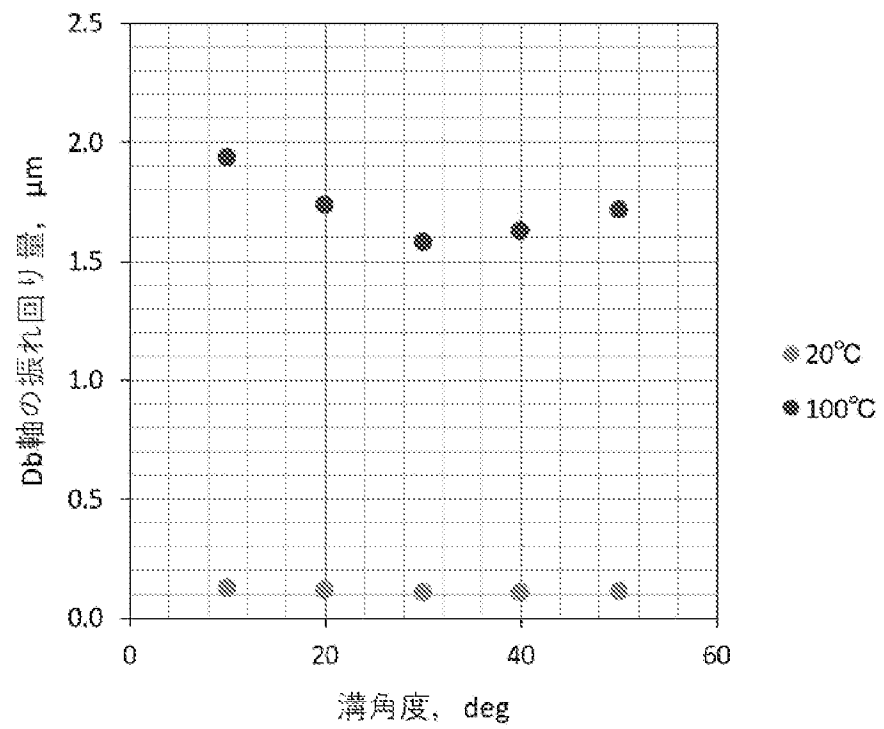
[図6]



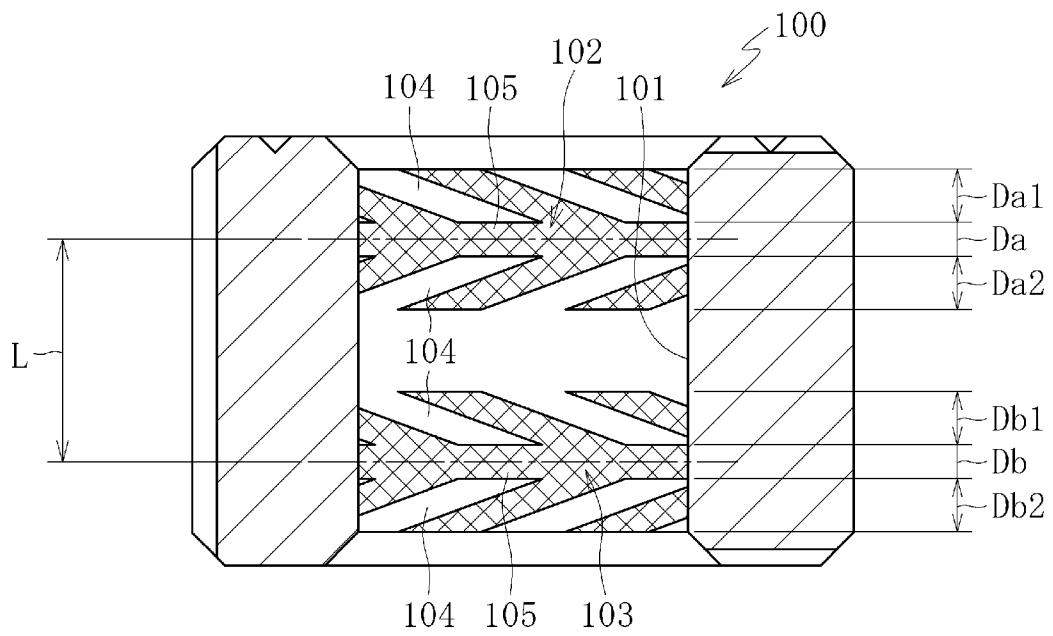
[図7]



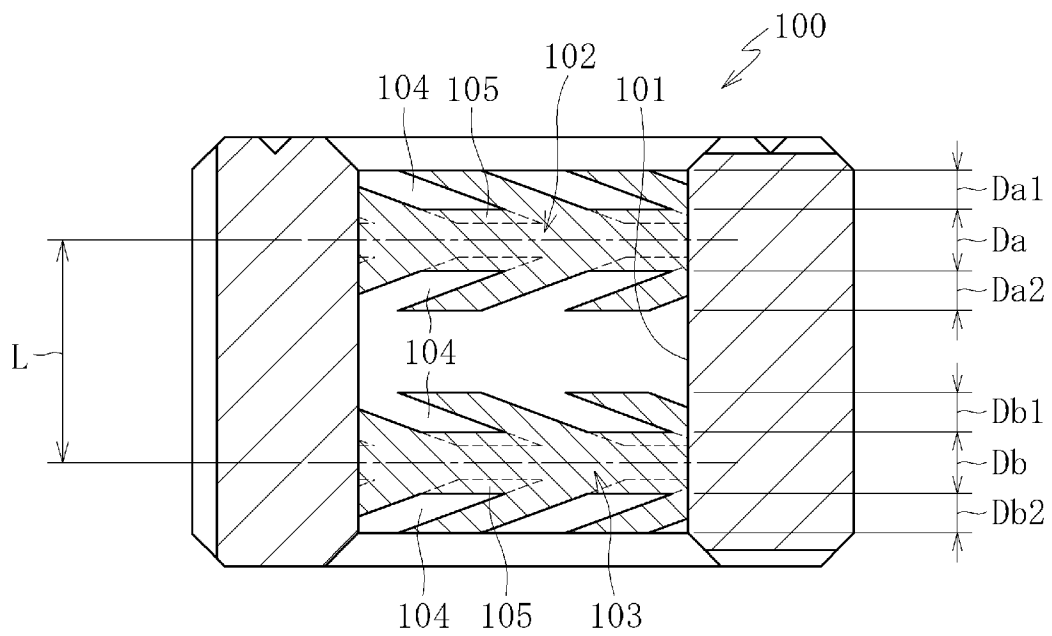
[図8]



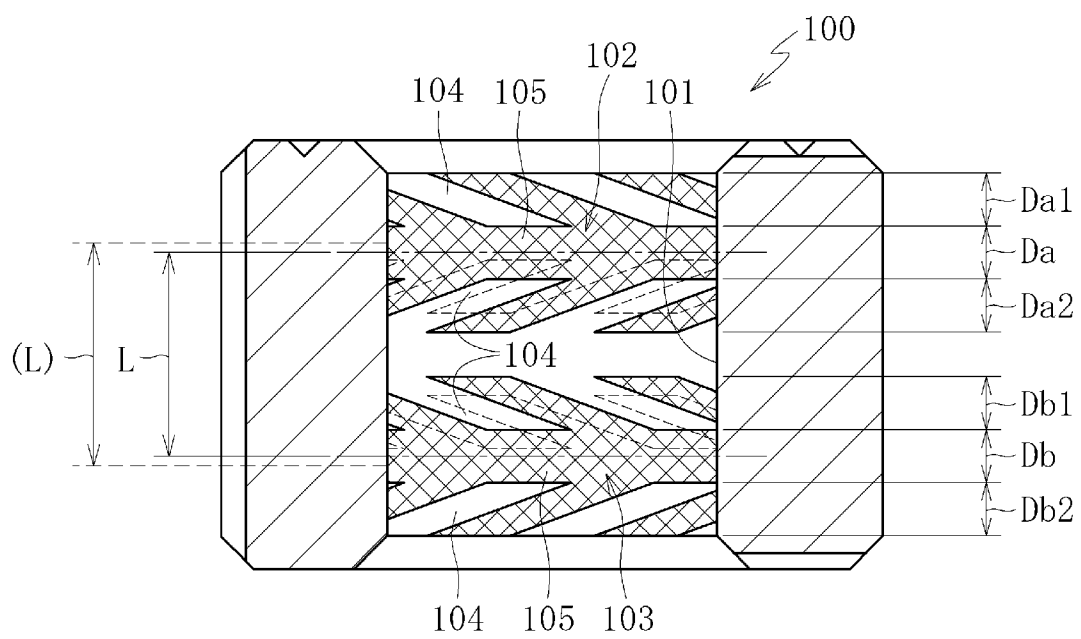
[図9]



[図10]



[図11]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2021/032148

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER**F16C 17/10**(2006.01)i; **F16C 33/10**(2006.01)i; **H02K 7/08**(2006.01)i; **H02K 7/14**(2006.01)i

FI: F16C17/10 A; F16C33/10 A; H02K7/08 A; H02K7/14 A

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F16C17/10; F16C33/10; H02K7/08; H02K7/14

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Published examined utility model applications of Japan 1922-1996
 Published unexamined utility model applications of Japan 1971-2021
 Registered utility model specifications of Japan 1996-2021
 Published registered utility model applications of Japan 1994-2021

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	JP 2007-333004 A (NIPPON DENSAN CORP) 27 December 2007 (2007-12-27) paragraphs [0076]-[0079], fig. 25	1, 3-4
Y		2, 5-6
Y	JP 2002-349548 A (MATSUSHITA ELECTRIC IND CO LTD) 04 December 2002 (2002-12-04) paragraphs [0026]-[0029], fig. 1	2
Y	JP 8-335366 A (MATSUSHITA ELECTRIC IND CO LTD) 17 December 1996 (1996-12-17) paragraphs [0025], [0036], fig. 2	5-6
Y	JP 2016-50648 A (NTN CORPORATION) 11 April 2016 (2016-04-11) fig. 1	6

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.☒ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

“A” document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

“E” earlier application or patent but published on or after the international filing date

“L” document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

“O” document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

“P” document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

“T” later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

“X” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

“Y” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

“&” document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

19 October 2021

Date of mailing of the international search report

02 November 2021

Name and mailing address of the ISA/JP

Japan Patent Office (ISA/JP)
 3-4-3 Kasumigaseki, Chiyoda-ku, Tokyo 100-8915
 Japan

Authorized officer

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT
Information on patent family members

International application No.

PCT/JP2021/032148

Patent document cited in search report			Publication date (day/month/year)	Patent family member(s)	Publication date (day/month/year)
JP	2007-333004	A	27 December 2007	(Family: none)	
JP	2002-349548	A	04 December 2002	US 2003/0174917 A1 paragraphs [0035]-[0038], fig. 1	
				CN 1463335 A	
JP	8-335366	A	17 December 1996	(Family: none)	
JP	2016-50648	A	11 April 2016	US 2017/0254357 A1 fig. 1	
				CN 106662143 A	

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC）） F16C 17/10(2006.01)i; F16C 33/10(2006.01)i; H02K 7/08(2006.01)i; H02K 7/14(2006.01)i FI: F16C17/10 A; F16C33/10 A; H02K7/08 A; H02K7/14 A		
B. 調査を行った分野		
調査を行った最小限資料（国際特許分類（IPC）） F16C17/10; F16C33/10; H02K7/08; H02K7/14		
最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの 日本国実用新案公報 1922-1996年 日本国公開実用新案公報 1971-2021年 日本国実用新案登録公報 1996-2021年 日本国登録実用新案公報 1994-2021年		
国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）		
C. 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
X	JP 2007-333004 A（日本電産株式会社）27.12.2007（2007-12-27） 段落0076-0079，図25	1,3-4
Y		2,5-6
Y	JP 2002-349548 A（松下電器産業株式会社）04.12.2002（2002-12-04） 段落0026-0029，図1	2
Y	JP 8-335366 A（松下電器産業株式会社）17.12.1996（1996-12-17） 段落0025，0036，図2	5-6
Y	JP 2016-50648 A（NTN株式会社）11.04.2016（2016-04-11） 図1	6
☐ C欄の続きにも文献が列挙されている。 ☒ パテントファミリーに関する別紙を参照。		
* 引用文献のカテゴリー “A” 特に関連のある文献ではなく、一般的な技術水準を示すもの “E” 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの “L” 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す） “O” 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献 “P” 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願の日の後に公表された文献 “T” 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と抵触するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの “X” 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの “Y” 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの “&” 同一パテントファミリー文献		
国際調査を完了した日 19.10.2021		国際調査報告の発送日 02.11.2021
名称及びあて先 日本国特許庁(ISA/JP) 〒100-8915 日本国 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号		権限のある職員（特許庁審査官） 藤村 聖子 3J 9425 電話番号 03-3581-1101 内線 3328

国際調査報告
 パテントファミリーに関する情報

国際出願番号

PCT/JP2021/032148

引用文献			公表日	パテントファミリー文献	公表日
JP	2007-333004	A	27.12.2007	(ファミリーなし)	
JP	2002-349548	A	04.12.2002	US 2003/0174917 A1	
				段落 0 0 3 5 - 0 0 3 8,	
				図 1	
				CN 1463335 A	
JP	8-335366	A	17.12.1996	(ファミリーなし)	
JP	2016-50648	A	11.04.2016	US 2017/0254357 A1	
				図 1	
				CN 106662143 A	